



IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

In re application of : **Confirmation No. 6558**
Takuya USUI : **Docket No. 2003-1714A**
Serial No. 10/721,188 : **Group Art Unit 3683**
Filed November 26, 2003 : **Examiner Douglas C. Butler**
MOTOR-DRIVEN DISK BRAKE

CLAIM OF PRIORITY UNDER 35 USC 119

Commissioner for Patents
P.O. Box 1450
Alexandria, VA 22313-1450

Sir:

Applicant in the above-entitled application hereby claims the date of priority under the International Convention of Japanese Patent Application No. 2002-349207, filed November 29, 2002, as acknowledged in the Declaration of this application.

A certified copy of said Japanese Patent Application is submitted herewith.

Respectfully submitted,

Takuya USUI

By Michael S. Huppert

Michael S. Huppert
Registration No. 40,268
Attorney for Applicant

MSH/ke
Washington, D.C. 20006-1021
Telephone (202) 721-8200
Facsimile (202) 721-8250
July 14, 2004



日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日 2 0 0 2 年 1 1 月 2 9 日
Date of Application:

出 願 番 号 特 願 2 0 0 2 - 3 4 9 2 0 7
Application Number:
[ST. 10/C]: [J P 2 0 0 2 - 3 4 9 2 0 7]

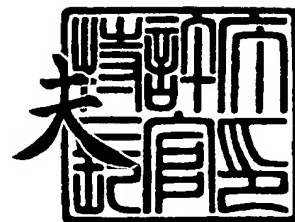
出 願 人 トキコ株式会社
Applicant(s):



2 0 0 3 年 1 0 月 2 4 日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

今 井 康 夫



【書類名】 特許願

【整理番号】 20020111

【提出日】 平成14年11月29日

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 F16D 65/18

【発明者】

【住所又は居所】 神奈川県川崎市川崎区富士見 1 丁目 6 番 3 号 トキコ株式会社内

【氏名】 白井 拓也

【特許出願人】

【識別番号】 000003056

【氏名又は名称】 トキコ株式会社

【代理人】

【識別番号】 100068618

【弁理士】

【氏名又は名称】 萼 経夫

【選任した代理人】

【識別番号】 100093193

【弁理士】

【氏名又は名称】 中村 壽夫

【選任した代理人】

【識別番号】 100104145

【弁理士】

【氏名又は名称】 宮崎 嘉夫

【選任した代理人】

【識別番号】 100109690

【弁理士】

【氏名又は名称】 小野塚 薫

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 018120

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 電動ディスクブレーキ

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 ピストンと、回転アクチュエータと該回転アクチュエータの回転を直線運動に変換して前記ピストンに伝達するボールランプ機構とを配設してなるキャリパを備え、前記モータの回転に応じて前記ピストンを推進し、ブレーキパッドをディスクロータに押圧して制動力を発生する電動ディスクブレーキであって、前記ブレーキパッドの摩耗に応じて前記ピストンを前記ボールランプ機構内の直動部材に対して前進させるパッド摩耗補償機構を設け、該パッド摩耗補償機構が、回動可能でかつ前記ボールランプ機構内の回動部材と回転方向に遊びをもって啮合うリミッタを備えたものにおいて、前記ボールランプ機構内の回動部材と前記パッド摩耗機構内のリミッタとの間に、該回動部材の無負荷回転抵抗よりも大きいセット荷重を発生しかつ制動時における該回動部材と該リミッタとの相対回転に応じてトルクを蓄える弾性体を設けたことを特徴とする電動ディスクブレーキ。

【請求項 2】 弾性体が、前記回動部材若しくはリミッタと同心に巻回され、ねじりトルクを蓄えるコイルスプリングからなることを特徴とする請求項 1 に記載の電動ディスクブレーキ。

【発明の詳細な説明】

【0 0 0 1】

【発明の属する技術分野】

本発明は、回転アクチュエータのトルクによって制動力を発生させる電動ディスクブレーキに係り、特に回転アクチュエータの故障に起因するブレーキロック状態を自動的に解除できるブレーキ解除機能を備えた電動ディスクブレーキに関する。

【0 0 0 2】

【従来の技術】

電動ディスクブレーキとしては、ピストンと、回転アクチュエータと該回転アクチュエータの回転を直線運動に変換して前記ピストンに伝達する運動変換機構

とを配設してなるキャリパを備え、前記モータの回転に応じて前記ピストンを推進し、ブレーキパッドをディスクロータに押圧して前記モータのトルクに応じた制動力を発生するものがある。このような電動ディスクブレーキにおいては、ピストンに推力が発生している制動中、電源線の断線などで回転アクチュエータの故障が発生すると、回転アクチュエータの内部抵抗や回転アクチュエータの回転トルクを増加させるための減速機を有している場合には、その減速機の内部抵抗によりピストンに推力が残存し、ブレーキ解除は困難となる。

【0003】

そこで従来、回転アクチュエータの故障時にブレーキを自動的に解除するため、例えば、特許文献1に記載のものでは、モータのロータにばねを付設し、該ばねの戻り力によりロータを逆回転させるようにし、また、特許文献2に記載のものでは、モータに付設した減速機構の一部にピストン戻り用の電気モータを組み込み、ピストン推進用の主電気モータの故障時には前記ピストン戻り用電気モータを作動させるようにし、さらに、特許文献3に記載のものでは、運動変換機構のナットを受けるスラスト荷重受け部に電磁クラッチを設けて、モータ故障時に前記電磁クラッチを解除してナットを後退させるようにしていた。

【0004】

【特許文献1】

国際公開第00-60255号パンフレット

【特許文献2】

特表2000-507333号公報

【特許文献3】

特表2001-506348号公報

【0005】

【発明が解決しようとする課題】

しかしながら、上記特許文献1に記載される対策によれば、ロータの回転に応じてばねのたわみ量が増大するため、毎回の制動時に大きなばね力に抗してロータを回転させなければならず、ブレーキパッドの摩耗度合に応じて回転量が増えていくことから経年的に消費電力が大きくなっていくという問題があった。また

、ブレーキパッドの摩耗に比例して戻し力が増加するため、安定した動作が得られないという問題もあった。

一方、上記特許文献 2 に記載される対策によれば、ピストンを推進する主モータとは別にブレーキ解除用のモータが必要になるため、キャリパの大型化が避けられないばかりか製造コストが上昇し、その上、ブレーキ解除用モータ自体の故障も考えられるため、信頼性に欠けるという問題があった。

さらに、上記特許文献 3 に記載される対策によれば、電磁クラッチへの通電による消費電力の増大や電磁クラッチを設けることによるコスト高の問題があった。

本発明は、上記した従来の問題点に鑑みてなされたものであり、その課題とするところは、消費電力の増加や製造コストの大きな増加を招くことなくモータ故障時にブレーキを機械的に解除できる、信頼性の高い電動ディスクブレーキを提供することにある。

【 0 0 0 6 】

【課題を解決するための手段】

上記課題を解決するため、本発明は、ピストンと、回転アクチュエータと該回転アクチュエータの回転を直線運動に変換して前記ピストンに伝達するボールランプ機構とを配設してなるキャリパを備え、前記モータの回転に応じて前記ピストンを推進し、ブレーキパッドをディスクロータに押圧して制動力を発生する電動ディスクブレーキであって、前記ブレーキパッドの摩耗に応じて前記ピストンを前記ボールランプ機構内の直動部材に対して前進させるパッド摩耗補償機構を設け、該パッド摩耗補償機構が、回動可能でかつ前記ボールランプ機構内の回動部材と回転方向に遊びをもって噛合うリミッタを備えたものにおいて、前記ボールランプ機構内の回動部材と前記パッド摩耗機構内のリミッタとの間に、該回動部材の無負荷回転抵抗よりも大きいセット荷重を発生しかつ制動時における該回動部材と該リミッタとの相対回転に応じてトルクを蓄える弾性体を設けたことを特徴とする。

このように構成した電動ディスクブレーキにおいては、制動中、回転アクチュエータの故障によりブレーキがロックした場合には、制動時に弾性体に蓄えられ

たトルクにより、ボールランプ機構の回動部材が制動時とは逆方向に回転し、ボールランプ機構が初期位置に復帰してブレーキが自動的に解除される。この場合、弾性体に蓄えられるトルクは、ボールランプ機構内の回動部材とパッド摩耗機構内のリミッタとが遊びの範囲内で相対回転することにより生ずるだけなので、前記相対回転以降は弾性体のたわみ量が一定となり、モータを回転させるための消費電力が経年的に増大していくことはない。また、回動部材とリミッタとの間に弾性体を設けるだけなので、製造コストが特に高くなることもない。

また、弾性体として、前記回動部材若しくはリミッタと同心に巻回され、ねじりトルクを蓄えるコイルスプリング弾性体としてコイルスプリングを用いた場合は、弾性体をキャリパ内にコンパクトに収めることができ、キャリパの大型化を防止することができる。

【0 0 0 7】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の実施の形態を図面に基づいて詳細に説明する。

図 1 および 2 は、本発明の第 1 の実施の形態としての電動ディスクブレーキを示したものである。これらの図において、1 は、ディスクロータ D より車両内側に位置する車両の非回転部（ナックル等）に固定されたキャリア、2 は、キャリア 1 にディスクロータ D の軸方向へ浮動可能に支持されたキャリパ、3, 4 は、ディスクロータ D の両側に配置された一対のブレーキパッドであり、ブレーキパッド 3, 4 はディスクロータ D の軸方向に移動可能にキャリア 1 に支持されている。キャリパ 2 は、先端側に爪部 5 a を有する爪部材 5 と、この爪部材 5 の基端側に連結され環状の基体 6 と、この基体 6 に連結されたモータケース 7 とからなる組立型のキャリパ本体 8 を備えており、前記爪部材 5 の爪部 5 a が車両外側のブレーキパッド 4 の背面に近接して配置される。

【0 0 0 8】

キャリパ 2 はまた、車両内側のブレーキパッド 3 の背面に当接可能なピストン 1 0 と、モータ（回転アクチュエータ）2 0 と、このモータ 2 0 の回転を直線運動に変換して前記ピストン 1 0 に伝えるボールランプ機構 3 0 と、モータ 2 0 の回転を減速して前記ボールランプ機構 3 0 に伝える減速機構 4 0 と、ブレーキパ

ッド3, 4の摩耗に応じてピストン10の位置を変更してパッド摩耗を補償するパッド摩耗補償機構50と、制動中にモータ20が故障した際、ボールランプ機構30を初期位置に自動的に戻してブレーキを解除するブレーキ解除機構としてのコイルスプリング（弾性体）60とを備えている。

【0009】

上記ピストン10は、大径のピストン本体11と小径の軸部材12とを相対移動可能に連結してなっており、そのピストン本体11は車両内側のブレーキパッド3に近接して配置され、一方、その軸部材12はモータケース7側へ大きく延ばされている。ピストン10の軸部材12には、軸穴12aが設けられており、この軸穴12aには前記モータケース7に固定した端板13から延ばした中空の支持ロッド14の先端部が摺動可能にかつ回転不能に挿入されている。本実施の形態において、前記ピストン本体11と軸部材12との間には、ブレーキパッド3からピストン10にかかる制動反力（推力）を検出する推力検出センサ15が介装されている。推力検出センサ15は、ここではロードセルからなっており、その検出信号は、前記支持ロッド14の中空内部を通したケーブル16を介して外部のコントローラ（図示略）に送出されるようになっている。なお、ピストン本体11とキャリパ本体8の爪部材5との間には、キャリパ本体8内を外部から閉塞するゴム製のカバー17が張設されている。

【0010】

上記モータ20は、モータケース7に嵌合固定されたステータ21と、ステータ21内に配置された中空のロータ22とを備え、ロータ22は、モータケース7および前記基体6に軸受23, 24によって回転可能に支持されている。モータ20は、コントローラ（図示せず）からの指令でロータ22を所望トルクで所望角度だけ回転させるように作動し、そのロータ22の回転角は、ロータ22に固定したレゾルバロータ25とモータケース7の端板13に固定したレゾルバステータ26とからなる回転検出器27によって検出されるようになっている。なお、モータケース7には、モータ20のステータ21および回転検出器27と前記コントローラとを接続する信号線を取り回すためのコネクタ28が取付けられている。なお、本実施の形態のいは、上述したステータ21とロータ22とか

なるモータ 20 により回転アクチュエータを構成したが、これに限らず、超音波モータ等の電動式の回転アクチュエータでもよい。

【0011】

上記ボールランプ機構 30 は、キャリパ本体 8 の基体 6 の内周部に軸受 31 を介して回転可能に支持された中空の第 1 ディスク（回転部材）32 とピストン 10 の軸部材 12 にねじ部 33 を介して螺合された中空の第 2 ディスク（直動部材）34 と、両ディスク 32 と 34 との間に保持器 35 を用いて配置されたボール 36 とを備えている。ボール 36 は、第 1 ディスク 32 および第 2 ディスク 34 の対向面に、それぞれ円周方向に沿って円弧状に形成された 3 つのボール溝 32a と 34a との間に介装されている。また、第 2 ディスク 34 の、ピストン 10 の軸部材 12 に螺合された部分（ねじ部 33）にはモータケース 7 の端板 13 側へ大きく延びる延長筒部 37 が連設されており、この延長筒部 37 内には、前記支持ロッド 14 に一端部が係止され、該延長筒部 37 を介して常時は第 2 ディスク 34 を第 1 ディスク 32 側へ付勢する皿ばね 38 が配設されている。一方、第 2 ディスク 34 は、支持板 39a を介してキャリパ本体 8 に取付けられたウェーブワッシャ 39 の摩擦力により回転が規制されている。これにより、いま第 1 ディスク 32 が第 2 ディスク 34 に対して回転すると、各ボール 36 が各ボール溝 32a、34a の溝底の傾斜面上で転動し、第 2 ディスク 34 がディスクロータ 22 に対して前進または後退し、その動きにピストン 10 が追従するようになる。

【0012】

上記減速機構 40 は、ロータ 22 と一体をなす偏心軸 41 に回転可能に嵌装された、第 1、第 2 外歯歯車 42、43 を有する偏心歯車 44 と、キャリパ本体 8 に固定され前記偏心歯車 44 の第 1 外歯歯車 42 に噛合する第 1 内歯歯車 45 と、第 1 ディスク 32 の後背部に設けられ前記偏心歯車 44 の第 2 外歯歯車 43 に噛合する第 2 内歯歯車 46 とからなっている。偏心歯車 44 は、第 1 内歯歯車 45 および第 2 内歯歯車 46 との噛合により偏心軸 41（ロータ 22）の回転に応じて公転運動をしながら自転し、第 1 内歯歯車 45 の歯数と第 2 内歯歯車 46 の歯数が異っていることにより第 1 ディスク 32 がロータ 22 と一定の回転比（減速比）をもって回転する。

ここで、上記第1外歯歯車42の歯数を Z_1 、第2外歯歯車43の歯数を Z_2 、第1内歯歯車45の歯数を n_1 、第2内歯歯車46の歯数を n_2 とすると、減速比 N は、 $N = 1 - (n_1 \times Z_2 / Z_1 / n_2)$ となる。したがって、いま、モータ20のロータ22がある回転角度 θ だけ回転すると、第1ディスク32の回転角は $\theta \cdot N$ となり、この場合、ボールランプ機構30のボール溝32a、34aの傾斜（リード）を L とすると、第2ディスク34は、 $S = (L/360) \times (\theta \cdot N)$ だけ前進するようになる。なお、減速比 N が0より大きな値であるときには、ロータ22と同方向に第1ディスク32が回転し、減速比 N が0よりも小さな値であるときには、ロータ22と逆方向に第1ディスク32が回転するようになっている。

【0013】

上記パッド摩耗補償機構50は、上記ボールランプ機構30の第2ディスク32の延長筒部37に回転可能に嵌合されかつ第1ディスク32に作動連結されたリミッタ51と、前記第2ディスク34の延長筒部37に嵌合され、ピン52により第2ディスク34に対して位置固定されたスプリングホルダ53と、このスプリングホルダ53の周りに配置され、一端が前記リミッタ51に、他端が前記スプリングホルダ53にそれぞれ連結されたコイルスプリング（弾性体）54とから概略構成されている。

【0014】

上記リミッタ51は、図3によく示されるように、その一端部に円周方向へ延びる溝55を円周方向に等配して複数（ここでは、2つ）備えており、各溝55は、前記第1ディスク32の後端に突設した弧状の係合突起56に噛合わされている。リミッタ51の溝55は、第1ディスク32の係合突起56の幅よりも十分大きい周方向長さを有しており、したがって、リミッタ51と第1ディスク32とは、溝55内で係合突起56が移動できる範囲内で相対回転できるようになっている。すなわち、リミッタ51は第1ディスク32に対し回転方向に所定の遊びをもって噛合わされている。また、リミッタ51とスプリングホルダ53とは、それぞれの回転方向の一箇所に、相互に回転方向で係合して両者の一方向への相対回転を規制する爪部（図示略）を備えており、コイルスプリング54は、

前記爪部を係合させるように所定のオフセットを持って、すなわち、所定の予荷重を発生するようにリミッタ 51 とスプリングホルダ 53 との間に介装されている。この予荷重は、前記第 2 ディスク 34 の回転を規制するウェーブワッシャ 39 や皿ばね 38 による摩擦力（以下、端にウェーブワッシャ 39 の摩擦力という）よりも大きくなるように設定されており、これによりブレーキパッド 3 に摩擦がある場合は、ロータ 22 の回転がこのコイルスプリング 54 を介して第 2 ディスク 34 に伝達され、前記ねじ部 33 を介してピストン 10 が前進し、パッド摩擦が補償されるようになる。

【0015】

上記ブレーキ解除機構としてのコイルスプリング 60 は、係合突起 56 と溝 55 との噛合いにより作動連結されたボールランプ機構 30 内の第 1 ディスク 32 とパッド摩擦補償機構 50 内のリミッタ 51 との周りに巻装されており、その一端が第 1 ディスク 32 に、その他端がリミッタ 51 にそれぞれ連結されている。このコイルスプリング 60 は、上記パッド摩擦補償機構 50 内のコイルスプリング 54 より小さなばね力を有するが、ボールランプ機構 30 の第 1 ディスク 32 の無負荷回転抵抗よりも大きいセット荷重となるように第 1 ディスク 32 とリミッタ 51 との間に介装されている。なお、コイルスプリング以外に、うず巻きばね、皿ばね、ゴム、樹脂等の弾性体を用いてもよい。しかしながら、本実施の形態においては、コイルスプリングを用いることで、弾性体をキャリパ 2 内にコンパクトに収めることができ、キャリパ 2 の大型化を防止することができる。

【0016】

以下、上記のように構成した電動ディスクブレーキの作用について、図 4 も参照しながら説明する。なお、ここではブレーキパッド 3、4 に摩擦がある場合を前提に説明する。

ブレーキパッド 3、4 に摩擦がある場合は、図 4（A）に示すように車両内側のブレーキパッド 3 とピストン 10 との間に所定のクリアランス（パッドクリアランス） δ_0 に加えて、パッド摩擦分の隙間 δ_a 存在する。また、この初期状態では、リミッタ 51 がコイルスプリング 54 のオフセットにより初期位置を維持するため、同じく図 4（A）に示すように第 1 ディスク 32 の係合突起 56 がリ

ミッタ 51 の溝 55 内の片側の溝端に位置決めされている。

【0017】

上記初期状態から、モータ 20 のロータ 22 が、図 1、2 で右方から見て時計回りに回転すると（以下、時計回り、反時計回りの表現は図 1、2 で右方から見たものとする）、減速機構 40 を構成する偏心歯車 44 が公転運動をしながら自転し、これに応じてボールランプ機構 30 内の第 1 ディスク（回動部材）32 がロータ 22 と前記した一定の回転比（減速比 N ）でもって反時計回りに回転する。この時、ウエーブワッシャ 39 により第 2 ディスク 34 の回転が規制されているので、ボールランプ機構 30 内のボール 36 がボール溝 32a と 34a との間で転動し、これにより第 2 ディスク 34 が前進し、その前進運動がねじ部 33 を介してピストン 10 に伝達される。そして、パッド摩耗がない場合は、前記した第 1 ディスク 32 の回転によりその係合突起 56 がリミッタ 51 の溝 55 内をその片側の溝端から他側の溝端に当接するまで移動することにより前記パッドクリアランス δ_0 が解消され、ピストン 10 がブレーキパッド 3 に当接して制動が開始される。しかし、パッド摩耗がある場合は、第 1 ディスク 32 の係合突起 56 がリミッタ 51 の溝 55 内を他側の溝端に当接するまで移動しても、すなわちパッドクリアランス δ_0 を解消する分だけ移動しても、ブレーキパッド 3 とピストン 10 との間には依然としてパッド摩耗分の隙間 δ_a が残ることになる（図 4（A）→（B））。

【0018】

一方、パッドクリアランス δ_0 分だけピストン 10 が移動する間は、前記したように第 2 ディスク 34 に作用するウエーブワッシャ 39 等の摩擦力により回転抵抗およびパッド摩耗補償機構 50 内のコイルスプリング 54 のばね力がブレーキ解除機構としてのコイルスプリング 60 のばね力よりも大きいため、スプリングホルダ 53 およびリミッタ 51 は第 2 ディスク 34 と共に回転しない状態を維持する。この結果、ロータ 22 により回転駆動される第 1 ディスク 32 とリミッタ 51 との間に相対回転が生じ、これによりブレーキ解除機構としてのコイルスプリング 60 がねじり変形を起こし、該コイルスプリング 60 に所定のトルクが蓄えられる。

【0019】

その後、さらにロータ 22 が回転すると、第 1 ディスク 32 の係合突起 56 がリミッタ 51 の溝端を押してリミッタ 51 を回転させ、この時、パッド摩耗補償機構 50 内のコイルスプリング 54 の予荷重がウェーブワッシャ 39 等の摩擦力よりも大きいため、リミッタ 51 の回転がコイルスプリング 54、スプリングホルダ 53、ピン 52 を介してボールランブ機構 30 内の第 2 ディスク 34 に伝達される。しかして、ピストン 10 は支持ピン 14 により回り止めされかつ第 2 ディスク 34 にねじ部 33 により螺合しているので、前記第 2 ディスク 34 の回転に応じてピストン 10 が前進し、この結果、図 4 (B) → (C) に示すように前記パッド摩耗分の隙間 δa が解消される。

【0020】

その後は、モータ 20 のロータ 22 のさらなる回転により、ピストン 10 が車両内側のブレーキパッド 3 をディスクロータ D の片面に押付け、その反力によってキャリパ 8 がキャリア 1 に対して移動し (図 1 の右側)、爪部材 5 の爪片 5a が車両外側のブレーキパッド 4 をディスクロータ D の他面に押圧し、これにより制動が開始される。この段階では、第 1 ディスク 32 の係合突起 56 がリミッタ 51 をさらに回転させるが {図 5 (C) → (D)}、制動力 (推力) の発生によりピストン 10 と第 2 ディスク 34 との間に設定されているねじ部 33 の摩擦抵抗が大きくなる。そして、この摩擦抵抗がパッド摩耗補償機構 50 内のコイルスプリング 54 の余荷重 (セット荷重) よりも大きくなると、第 2 ディスク 34 の回転が阻止され、これにピン 52 により連結されているスプリングホルダ 53 の回転も阻止される。この結果、リミッタ 51 とスプリングホルダ 53 との間に回転ずれが生じ、この回転ずれは、コイルスプリング 54 のねじり変形により吸収される。なお、この制動開始によりピストン 10 に推力が発生するので、コントローラ (図示せず) は、前記推力検出センサ 15 からの信号に基づいて、ブレーキペダル (図示せず) の踏込量に応じた所望の制動力が得られるようにようにモータ 20 に供給する電流を制御する。

【0021】

上記制動状態からモータ 20 のロータ 22 が反時計回りに回転すると、ボール

ランプ機構 30 内の第 1 ディスク 32 は時計回りに回転し、皿ばね 38 の付勢力により第 2 ディスク 34 とピストン 10 とが一体的に後退し、ディスクロータ D への押付け力が解放される。この時、コイルスプリング 54 の戻し力によりリミッタ 51 が第 1 ディスク 32 の回転に追従し、ピストン 10 が推力を発生し始める位置、すなわち制動開始位置まで戻る {図 4 (D) → (C')}。ここで、モータ 20 は、ブレーキパッド 3 がディスクロータ D に接触した位置からパッドクリアランス δ_0 に相当する分だけ余分に回転するようにその作動が制御されており、これにより第 1 ディスク 32 は、押付け力解放後もさらに所定角度だけ回転し、その係合突起 56 がリミッタ 51 の溝 55 の一端に当接する位置まで戻り、これにより所定のパッドクリアランス δ_0 が確保される {図 4 (C') → (A')}。

なお、パッド摩耗がない場合は、上記パッド摩耗分の隙間 δ_a が解消される行程 {図 4 (B) → (C)} がなくなるだけで、それ以外は、パッド摩耗がある場合と同様である。

【0022】

図 5 は、上記した制動中に各構成要素に生じるトルクおよび発生制動力を、前記図 4 の各状態 (A ~ D) における第 1 ディスク 32 の位置 (回転角) と対応させて示したものである。同図中、T60 は、ブレーキ解除機構としてのコイルスプリング 60 に発生するトルク、T58 は、パッド摩耗補償機構 50 内のコイルスプリング 54 に発生するトルク、R32 は、ボールランプ機構 30 内の第 1 ディスク 32 の回転抵抗、R34 は、ボールランプ機構 30 内の第 2 ディスク 34 の回転抵抗、F は、発生制動力をそれぞれ表している。

図 5 に示す結果より、コイルスプリング 60 に発生するトルク T60 は、図 4 の (A) → (B) の行程、すなわち第 1 ディスク 32 とリミッタ 51 との回転方向の遊び (溝 55 と係合突起 56 との噛合い) の範囲内で第 1 ディスク 32 が回転する際に上昇し、その後は、第 1 ディスク 32 が回転しても一定の水準を推移する。すなわち、コイルスプリング 60 のたわみ量が一定の範囲に抑えられる。

そして、モータ 20 が故障してブレーキがロックした場合には、皿ばね 38 の付勢力およびコイルスプリング 54 の戻し力により第 2 ディスク 34 とピストン

10 とが一体的に後退し、ディスクロータ D への押付け力が解放されるとともに、リミッタ 51 が第 1 ディスク 32 の回転に追従することで、推力を発生し始める制動開始位置までピストン 10 が戻る。この状態では、ディスクロータ D とブレーキパッド 3 とは接触している状態であるが、本実施の形態においてはコイルスプリング 60 の制動時におけるたわみ量分だけ回転トルクが蓄えられているため、この回転トルクによって第 1 ディスク 32 が回転して第 2 ディスク 34 およびピストン 10 が移動して、ブレーキパッド 3 がディスクロータ D から離れるようになっている。このように制動時におけるコイルスプリング 60 のたわみ量が一定範囲に抑えられることになるため、モータ 20 を回転させるための消費電力が、ブレーキパッド 3、4 の摩耗度合によって経年的に増大することはなくなる。

【0023】

【発明の効果】

以上詳述したように、本発明に係る電動ディスクブレーキによれば、回転アクチュエータの故障によりブレーキがロックした場合には、制動時に弾性体に蓄えたトルクを利用してブレーキを自動的に解除するので、別途、ブレーキ解除用の駆動源を必要とせず、小型化およびコスト低減を達成できるばかりか、信頼性も向上する。また、トルクを蓄える弾性体のたわみ量が、ある程度上昇した後は一定となるので、回転悪中エータを回転させるための消費電力が経年的に増大することはなくなる。

また、弾性体としてコイルスプリンを用いた場合は、弾性体をキャリパ内にコンパクトに収めることができ、キャリパの大型化を防止することができる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】

本発明の一つの実施の形態としての電動ディスクブレーキの全体構造を示す縦断面図である。

【図 2】

図 1 に示した電動ディスクブレーキの要部を拡大して示す断面図である。

【図 3】

本電動ディスクブレーキを構成するボールランプ機構内の回動部材とパッド摩耗補償機構内のリミッタとの結合構造を示す断面図である。

【図 4】

本電動ディスクブレーキにおけるボールランプ機構とピストンとの作動中の位置関係を、パッド摩耗がある前提で示す模式図である。

【図 5】

本電動ディスクブレーキの制動中に各構成要素に生じるトルクおよび発生制動力をボールランプ機構の回動部材の位置と対応させて示すグラフである。

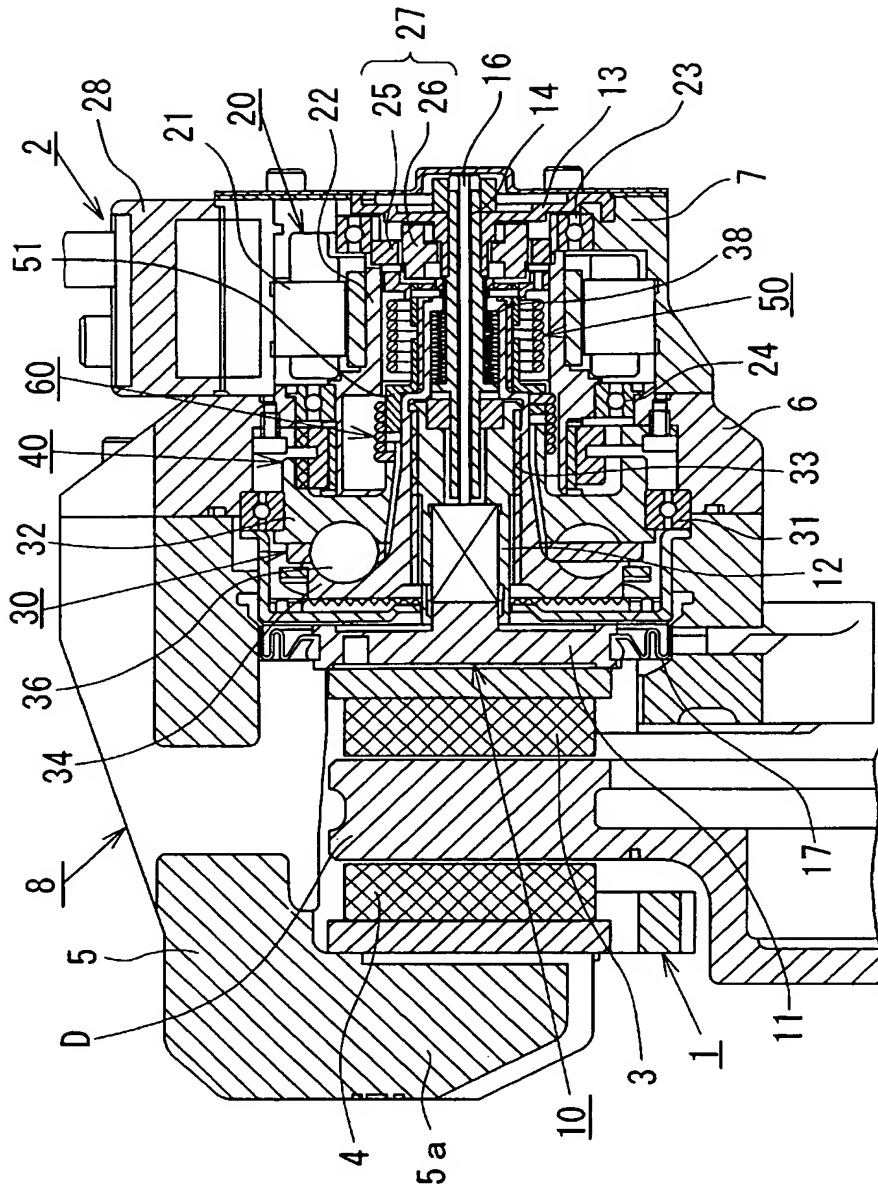
【符号の説明】

- 1 キャリア
- 2 キャリパ
- 3、4 ブレーキパッド
- 1 0 ピストン
- 2 0 モータ
- 3 0 ボールランプ機構
- 3 2 第 1 ディスク（回動部材）
- 3 4 第 2 ディスク（直動部材）
- 4 0 減速機構
- 5 0 パッド摩耗補償機構
- 5 1 リミッタ
- 6 0 ブレーキ解除用スプリングコイル（弾性体）
- D ディスクロータ

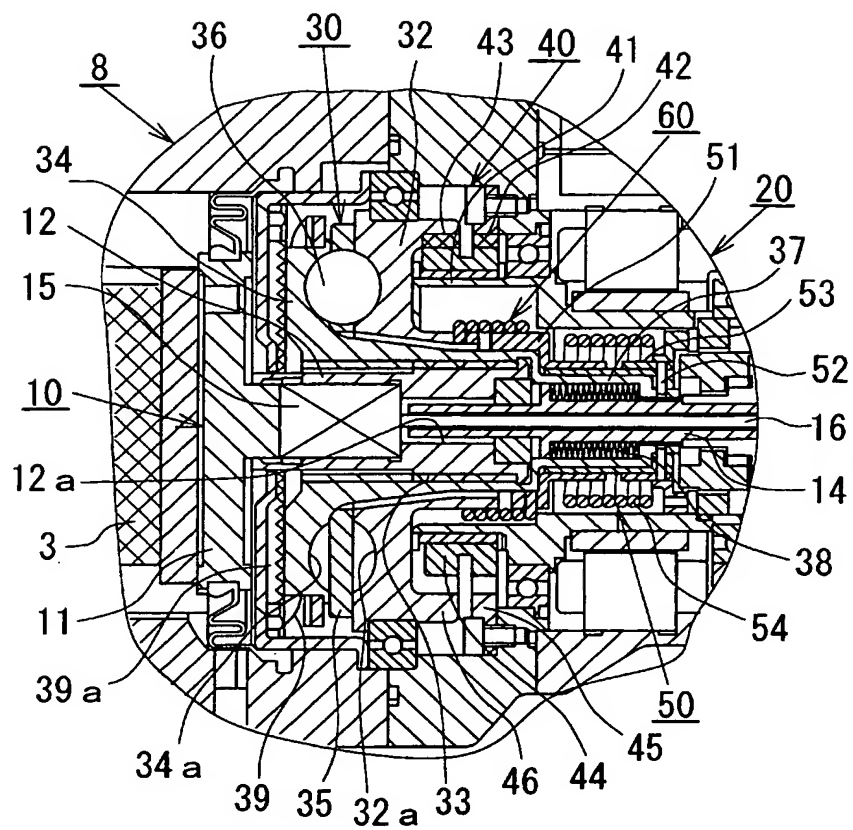
【書類名】

図面

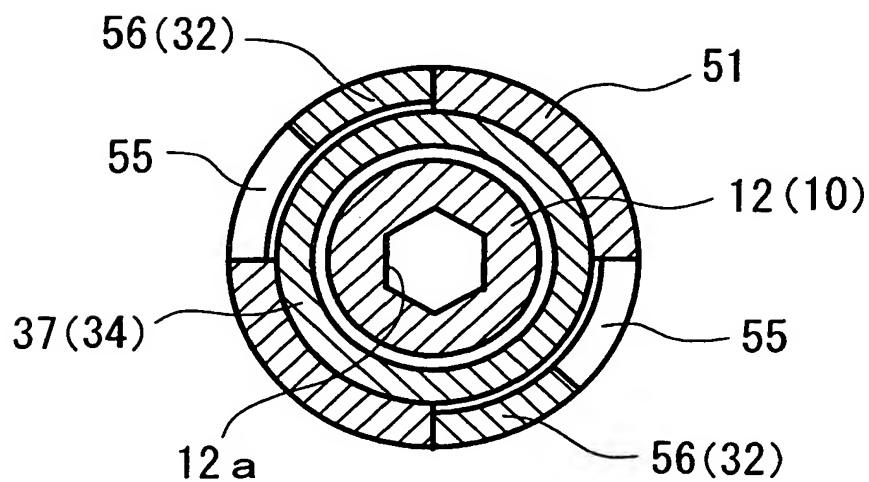
【図 1】



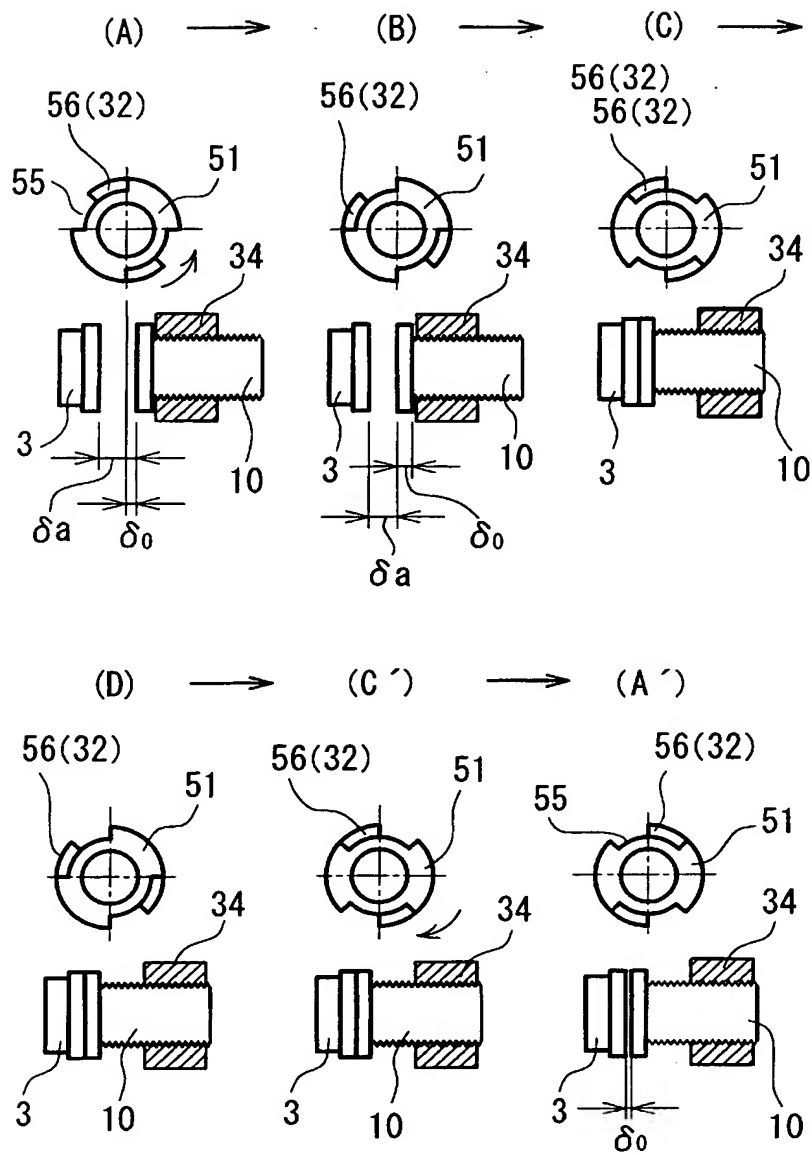
【図 2】



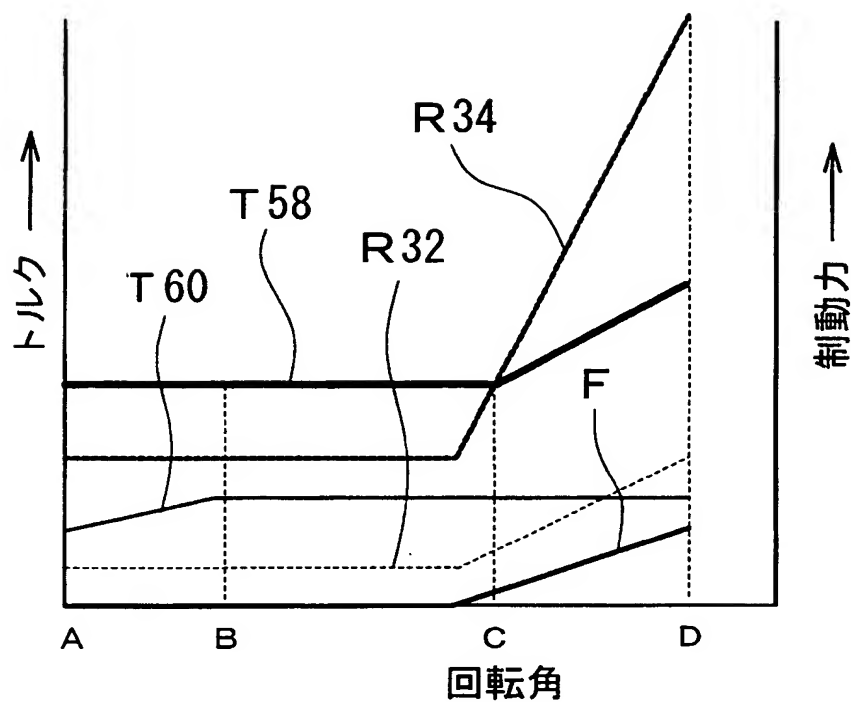
【図 3】



【図 4】



【図 5】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 消費電力の増加や製造コストの大きな増加を招くことなく回転アクチュエータの故障時にブレーキを機械的に解除できるようにする。

【解決手段】 モータ 20 の回転をボールランプ機構 30 により直線運動に変換してピストン 10 に伝達し、ピストン 10 を推進してブレーキパッド 3、4 をディスクロータ D に押圧し制動力を発生する電動ディスクブレーキであって、ブレーキパッド 3、4 の摩耗に応じてピストン 10 をボールランプ機構 30 内の直動部材 34 に対して前進させるパッド摩耗補償機構 50 を設けたものにおいて、ボールランプ機構 30 内の回動部材 32 と回転方向に遊びをもって噛合うパッド摩耗補償機構 50 内のリミッタ 51 との間に、回動部材 32 の無負荷回転抵抗よりも大きいセット荷重を発生しかつ制動時における両者の相対回転に応じてトルクを蓄えるコイルスプリング 60 を設け、モータ故障時には、このコイルスプリング 60 に蓄えたトルクにより回動部材 32 を逆回転させる。

【選択図】 図 1

特願 2002-349207

出願人履歴情報

識別番号

[000003056]

1. 変更年月日

1997年 4月24日

[変更理由]

住所変更

住 所

川崎市川崎区東田町8番地

氏 名

トキコ株式会社

2. 変更年月日

2001年 7月 6日

[変更理由]

住所変更

住 所

神奈川県川崎市川崎区富士見1丁目6番3号

氏 名

トキコ株式会社